

محاكاة تأثير التغير في قطر الأنبوب الشعري على أداء منظومة التثليج الأنضغاطية

ثامر خلف سالم* سعد سامي فرحان* سامر محمود خلف*

*كلية الهندسة_ جامعة تكريت

تاريخ القبول: ٢٠١١/٢/٨

تاريخ الاستلام: ٢٠١٠/٤/١٣

الخلاصة

تم في هذا البحث دراسة محاكاة أداء منظومة التثليج الأنضغاطية بالاعتماد على تغيير قطر الأنبوب الشعري وباستخدام موائع التثليج (R134a, R12, R500, R152a). أجريت الاختبارات العملية لقطرين مختلفين للأنبوب الشعري (2.25, 3mm) مع تغيير معدل التدفق الحجمي للمائع (R134a) وكانت تتراوح بين (-0.15- 0.3 L/min) مع ثبوت طول الأنبوب الشعري (L=130 cm). بينت النتائج المستحصلة للمائع (R134a Exp., R152a) إن معامل الأداء للمنظومة يقل بنسبة (22.8, 11.37%) على التوالي كلما زاد معدل التدفق الكتلي بنسبة (58.71%) ويقل بزيادة قطر الأنبوب الشعري بنسبة (7.66, 6.34%) على التوالي بينما تتقارب قيم معامل الأداء للموائع (R134a Theo., R12, R500)، كما بينت النتائج انه بزيادة درجة حرارة المكثف بنسبة (1.73%) تؤدي إلى نقصان معامل الأداء لجميع الموائع ولكلا قطري الأنبوب الشعري. وتبين من الدراسة أن القدرة الأنضغاطية للضاغط تزداد مع زيادة درجة حرارة المكثف بنسبة (65.73, 72.43%) ونقل بزيادة القطر بنسبة (7.51, 8.78%) للمائع (R134a Exp., R152a) على التوالي مع تقارب قيم القدرة الأنضغاطية للموائع (R134a Theo., R12, R500)، وأظهرت الدراسة أيضا زيادة سعة التثليج للمنظومة لجميع الموائع وكانت أكبر قيمة للمائع (R152a) وأقل قيمة للمائع (R134a Exp.) عند زيادة درجة حرارة المبخر بنسبة (3.81%)، وبزيادة قطر الأنبوب الشعري نقل سعة التثليج، وعند تقليل قطر الأنبوب من (3mm) إلى (2.25mm) وللتدفق الحجمي (0.2L/min) وجدنا كمعدل لجميع الموائع زيادة في القدرة الأنضغاطية بنسبة (4.2%) وزيادة في سعة التثليج بنسبة (10.2%) ونقصان في معامل الأداء بنسبة (5.8%).

المقدمة:

إن بدايات الدراسة عن وحدات التثليج كانت في العشرينات من القرن العشرين وبدأ التطور في صناعة الضواغط وظهور الضواغط الترددية من النوع المغلق، وتطور صناعة المبادلات الحرارية والتوصل الى اكتشاف انواع جديدة من موائع التثليج من الهيدروكربونات

مثل البروبان والأيثان والأيزوبيوتان إلا ان استعمالها كان محدد نظراً لقابليتها على الأشتعال (Kuigpers et al., 1987). ان منظومة التتليج الانضغاطية تتألف من أربعة أجزاء رئيسية هي الضاغط والمكثف وأداة التمدد والمبخر، أحدى هذه الأجزاء الرئيسية لمنظومة التتليج الأنضغاطية هي وسيلة التمدد التي تقسم إلى أنواع عديدة حسب الظروف التصميمية للدورة، من هذه الأنواع الأنبوب الشعري الذي يستعمل كألة خنق ذو طول ($L \geq 25mm$) وقطر صغير يتراوح بين (1.27-1.52 mm) مصنوع من النحاس وموقعه بين الجزء الخارج من المكثف والداخل الى المبخر ووظيفته تقليل ضغط المائع من جانب الضغط العالي الى جانب الضغط الواطيء للمنظومة والسيطرة على جريان المائع الداخلى الى المبخر (Shan, 2001)

قام الباحث (James, 1981) بدراسة عملية لمعرفة تأثير خشونة السطح وسماحية قطر الأنبوب الشعري على معدل التدفق الكتلي عند ضغوط مختلفة، واستخدم النتروجين والهواء الجاف لهذا الغرض، وجد الباحث ان هناك انحراف في معدل التدفق الكتلي نتيجة السماحية بالقطر الداخلي فعند وجود سماحية بمقدار ($mm \pm 13 \times 10^{-3}$) يحدث انحراف في معدل التدفق بمقدار (1.6-2.44%) للأنابيب التي تتراوح أقطارها الداخلية بين (1.37-2.16 mm)، لذا يؤكد الباحث على اخذ مقدار السماحية والخشونة للقطر الداخلي للأنبوب بنظر الاعتبار.

قام الباحثان (Kuehl et al., 1990) بدراسة على مجموعة من الأنابيب الشعرية ذو اطوال واقطار مختلفة تتراوح بين (1.07-1.63 mm) تعمل مع منظومة تتليج انضغاطية بأستخدام مائع التتليج (R22) وتوصل الباحثان الى علاقات تجريبية تربط بين الضغط الداخلى للأنبوب الشعري وبين معدل التدفق الكتلي لمائع التتليج عند درجة تبريد اضافي معينة كما لاحظ الباحثان عند لف الانبوب الشعري فان معدل الاعاقة للانبوب الشعري تزداد بنسبة (5%) عنه لو كان الانبوب مستقيماً وهذا يؤدي الى تقليل معدل التدفق الكتلي لمائع التتليج، وتوصل الباحثان الى علاقات تجريبية لحساب معامل الاحتكاك عند كل قطر ولمدى واسع من عدد رينولدز.

تم اجراء دراسة عملية للحصول على علاقات تحليلية خلال انابيب شعرية قصيرة وباستخدام مائع التتليج (R22) من قبل الباحثان (Aaron et al., 1990)، وأوضحوا فيها أن ضغط الهبوط للجريان النازل يكون اقل من ضغط الأشباع للمائع الداخلى، وان المائع الموجود داخل الأنبوب الشعري يكون ذو نواة داخلية شبه مستقرة مع احاطتها بحيز من الفقاعات للجريان ثنائي الطور للسائل. وان سرعة الجريان في الأنبوب الشعري تعتمد على ضغط الجريان النازل مع الأخذ بنظر الاعتبار حالة الخنق للمائع (Choked flow). وبين الباحثان

أيضا أن قطر الأنبوب الشعري والأختلاف الكبير في ضغط المائع بين أعلى الجريان وأسفله له تأثير كبير على معدل التدفق الكتلي للمائع.

قام الباحثون (Pakawat et al., 2002) بأجراء دراسة عددية على توزيع الضغط لبعض موائع التثليج وبدائلها والتي تجري اديباتياً خلال الأنبوب الشعري حيث تم استخدام نموذج جريان متجانس ثنائي الطور بالأعتماد على قانون حفظ الكتلة والطاقة والزخم. وأظهرت النتائج بأن موائع التثليج البديلة تعطي أعلى انحدار بالضغط بالمقارنة مع موائع التثليج التقليدية، والنموذج المستخدم يعتبر كأداة مهمة في التصميم للأختيار قطر وطول الأنبوب الشعري الأمثل.

قام الباحثون (Kenneth et al., 2005) بدراسة عملية ونظرية لبيان تأثير الأنبوب الشعري على منظومة تثليج غاز (CO₂) فوق الحرجة، واستخدموا عمليا نوعين من الأنابيب الشعرية مع اختلاف طولها من (0.5-4m) وقطرها من (1-2mm) ونظريا تم بناء نموذج لمحاكاة منظومة التثليج سمي بالنموذج المستقر (Static) وتم بناء هذا النموذج بالأعتماد على العلاقات الرياضية لأنحدار الضغط الموضوعة من قبل الباحثين (Fridel & Colebrook). ان سلوك الأنبوب الشعري في دورة التثليج تم تحقيقه نظرياً واستنتجوا من ذلك ان أداء المنظومة مع الأنبوب الشعري افضل مقارنة بالضغط العالي المحدد لكنه غير جيد عند استعمال ضغط عالي متغير، وبثبوت ضغط المبخر فأن درجة حرارة الغاز المبرد تكون متغيرة لاتزيد عن ($\pm 10K$) ضمن الشروط التصميمية والذي له تأثير كبير على معامل الأداء للمنظومة.

الجانب العملي

نظرا لتطور موائع التثليج واستخدامها في منظومات التثليج، عهدنا إلى القيام بدراسة عملية لمعرفة تأثير التغير في قطر الأنبوب الشعري على أداء منظومة التثليج الأنضغاطية وبثبوت الطول (130cm) وباستخدام مائع التثليج (R134a). وكذلك قمنا بإجراء دراسة نظرية باستخدام موائع التثليج (R134a, R12, R500, R152a) لمعرفة افضل قطر واعلى أداء للمنظومة عند ثبوت الطول.

الجهاز المستخدم:

أجريت التجارب العملية على منظومة تثليج ايطالية المنشأ صنع شركة (Elettronic Veneta & IN.EL.S.P.A.) وتتألف من أربعة أجزاء رئيسية وهي ضاغط ترددي (Reciprocating Compressor) والمكثف والمبخر نوع انبوب مزعنف (fin-tube)

وتكون عملية انتقال الحرارة بواسطة الهواء قسريا بواسطة مروحة كهربائية، والجزء الأخير من منظومة التثليج هو الأنبوب الشعري (Capillary tube) كوسيلة تمدد مصنوع من النحاس وبطول (130 cm) وذو قطرين مختلفين (2.25,3 mm). وتم توضيح الجهاز المستخدم في إجراء التجارب العملية في الصورة الفوتوغرافية المبينة في الشكل (A-1) والرسم التخطيطي (B-1).

أجهزة القياس:

تم استخدام مجموعة من أجهزة القياس لغرض إجراء التجارب العملية، أولاً لقياس التدفق (Flow Measurement) بواسطة مقياس تدفق من نوع (Rotometer) للمدى (0-0.3 L/min). أما الضغط فتم قياسه باستخدام مقياس للضغط الواطىء بمدى (1 to 15-bar) و للضغط العالى بمدى (0 to 35 bar)، ودرجة الحرارة تم قياسها باستخدام مزدوجات حرارية من نوع (T) لقياس درجة حرارة كل النقاط المبينة في الشكل (2) الذي يوضح مخطط الأجزاء الرئيسية لدورة التثليج وتمثيلها على مخطط (ضغط-انثاليبي)، وهذه المزدوجات الحرارية مربوطة مع مقياس درجة الحرارة الرقمي (Digital Thermometer).

موائع التثليج:

تم في هذا البحث استخدام موائع تثليج مختلفة وهي مائعي التثليج (R134a,R152a) من مجموعة (HFCs) والتي تسمى بصديقة الأوزون وذلك لعدم احتواء تركيبها الكيميائي على ذرة الكلور ولها عامل نضوب الأوزون (ODP=0)، والمائع (R12) بديله مائع التثليج (R134a) وله (ODP=1)، والمائع الأخير هو خليط من المائعين (R12/R152a) بنسبة (73.8/26.2%) وله عامل نضوب الأوزون (ODP=0.74) (Wojon et al.,1994). الخواص الفيزيائية لموائع التثليج المستخدمة في هذا البحث تم توضيحها في الجدول رقم (١) (ASHRAE, 1997).

طريقة إجراء الحسابات:

قبل البدء بطريقة إجراء الحسابات نوضح طريقة إجراء التجارب العملية وهي في البدء نقوم بتشغيل منظومة التثليج الانضغاطية، والتحكم بمعدل التدفق الحجمي بواسطة صمام تحكم على مقياس التدفق (Rotometer)، وكذلك التحكم بمسار الجريان لمائع التثليج خلال الأنبوب الشعري ذو القطرين المختلفين بواسطة صمامي تحكم وموضحة في الشكل (A-1) و (B-1). وأخيراً يترك الجهاز لمدة (60) دقيقة للوصول إلى حالة الاستقرار ويتم معرفة ذلك عند

ثبوت درجات الحرارة والضغط على طول الدورة. حيث تؤخذ قراءات الضغوط وذلك باستخدام مقياسي ضغط أحدهما يقيس الضغط العالي (high pressure) والآخر يقيس الضغط الواطئ (Low pressure)، أما درجات الحرارة فتقرأ على طول الدورة مع معدل التدفق الحجمي والتيار والفولتية والقدرة الكهربائية الداخلة إلى الضاغط. تم حساب خواص مائع التثليج (R134a Exp.) المستخدم في التجارب العملية اعتماداً على تغير درجات حرارة المائع في دورة التثليج وتحسب من المعادلات التجريبية التالية (ASHRAE,1997):

• في حالة الأشباع:

$$h_f = 199.69 + 1.36T + 0.00321T^2 - 6.78 \times 10^{-5}T^3 + 7.05 \times 10^{-7}T^4 \quad \dots(1)$$

$$h_g = 399.31 + 0.55T - 0.0038T^2 + 11.32 \times 10^{-5}T^3 - 1.19 \times 10^{-6}T^4 \quad \dots(2)$$

$$\rho_f = 1296.6 - 3.48T - 0.025T^2 + 1.132 \times 10^{-4}T^3 - 7.4351 \times 10^{-6}T^4 \quad \dots(3)$$

$$v_g = 0.0698 - 0.0025T + 5 \times 10^{-5}T^2 - 5.22 \times 10^{-7}T^3 + 2.102 \times 10^{-9}T^4 \quad \dots(4)$$

$$v_f = 7.8 \times 10^{-4} + 2.62 \times 10^{-6}T - 1.67 \times 10^{-8}T^2 - 1.44 \times 10^{-10}T^3 + 6.98 \times 10^{-12}T^4 \quad \dots(5)$$

• وفي حالة التجميد:

$$h_1 = 400.87 + 0.519T + 0.00891T^2 - 7.386 \times 10^{-5}T^3 + 2.194 \times 10^{-7}T^4 \quad \dots(6)$$

$$v_1 = 0.049 + 2.77 \times 10^{-4}T - 4.298 \times 10^{-7}T^2 + 1.064 \times 10^{-9}T^3 \quad \dots(7)$$

$$h_2 = 391.496 + 0.912266T + 0.000487326T^2 \quad \dots(8)$$

$$v_2 = 0.0302 + 2.03 \times 10^{-4}T - 3.2201 \times 10^{-7}T^2 + 6.1447 \times 10^{-10}T^3 \quad \dots(9)$$

في حين تم حساب معدل التدفق الكتلي للمائع m^o ووحداتها (kg/hr) من المعادلة التالية (Stoeker, 1982):

$$m^o = \rho_f \times Q \quad \dots(10)$$

سرعة المائع تم حسابها من المعادلة التالية:

$$C = \frac{m^o}{A \cdot \rho_f} \quad \dots(11)$$

$$A = \pi \times d^2 / 4$$

إن نسبة التذير (x) تم احتسابها اعتماداً على معادلة الاستمرارية ومعادلة الطاقة:-

$$1000h_5 + \frac{v_5^2 \cdot G^2}{2} = 1000h_4 + \frac{C^2}{2}$$

$$1000h_{f5} + 1000(h_{g5} - h_{f5}) + \frac{[v_{f5} + (v_{gf} - v_{f5})x]^2}{2} \times G^2 = 1000h_{f4} + \frac{C^2}{2}$$

$$x = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad \dots(12)$$

حيث أن

$$a = \frac{(v_{g5} - v_{f5}) \times G^2}{2}$$

$$b = 1000(h_{g5} - h_{f5}) + (v_{g5} - v_{f5})v_{f5}.G^2$$

$$c = 1000(h_{f5} - h_{f4}) + \frac{v_{f5}^2.G^2}{2} - \frac{C^2}{2}$$

$$G = \frac{m^o}{A}$$

ولغرض احتساب المحتوى الحراري الخارج من الأنبوب الشعري اعتمادا على نسبة التذير (x) تستخدم المعادلات التالية:

$$h = h_f(1-x) + x.h_g$$

$$v = v_f(1-x) + x.v_g \quad \dots(13)$$

إن عملية الانضغاط تحدث بأجراء بوليتروبي وان لها نفس قيمة الأس البوليتروبي (n) ويتمثل الأجراء بالمعادلة:

$$Pv^n = \text{constant}$$

وتم استخراج نسبة الأنظغاط للضاغط من المعادلة التالية :

$$Rc = \frac{Pc}{Pe}$$

وبتطبيق معادلة الحالة للتدفق المستمر على أجزاء الدورة وبإهمال التغير في الطاقة الكامنة والحركية نحصل على المعادلات التالية (الجودي، ١٩٨٦) :

للضاغط: ان المحتوى الحراري لمائع التثليج يزداد خلال شوط الأنضغاط البولتروبي من 1-
2) كما مبين في الشكل (٢)، ويمكن الحصول على القدرة اللازمة لضغط بخار مائع التثليج من المعادلة التالية:

$$TCP = m^o . Cw \quad \dots(16)$$

$$Cw = h_2 - h_1$$

للمكثف: الأجراء (٢-٣) تجري عملية التكتيف بثبوت الضغط وتم حساب معدل الحرارة المطروحة من المكثف من المعادلة التالية:

$$Qc = m^o . HR \quad \dots(17)$$

$$HR = (h_2 - h_3)$$

ولأداة التمدد: (٤-٥) تجري عملية التمدد أديباتيا بثبوت المحتوى الحراري وبتعبير آخر فأن:

$$h_4 = h_5$$

وللمبخر: الأجراء (٥-٦) تجري عملية التبخر بثبوت الضغط وتم حساب معدل الحرارة المسحوبة في المبخر من المعادلة التالية:

$$Q_e = m^{\circ} \cdot CD \quad \dots(18)$$

$$CD = h_6 - h_5$$

وتم حساب السعة الحجمية لتبريد الغاز بوحدات (kJ/m^3) من المعادلة التالية:

$$V_{cc} = \rho_1 \times CD \quad \dots(19)$$

أما معامل الأداء لدورة التثليج الانضغاطية فقد تم حسابها من المعادلة التالية:

$$COP = \frac{Q_e}{TCP} \quad \dots(20)$$

الجانب النظري:

نظراً لكثرة المتغيرات الموجودة في منظومة التثليج الأنظغاطية، تم اجراء دراسة نظرية لمحاكاة منظومة التثليج الأنظغاطية وذلك بأعداد برنامجين بلغة فورتران (Fortran IV) وهما الأول (Program Diameter) والثاني (Program vapour) لحساب الشغل المنجز والحرارة المطروحة والتأثير التبريدي ومعامل الأداء للمنظومة بالأعتقاد على المعادلات التجريبية ل (Program Diameter) والبرامج الفرعية في (Program vapour) ولدورة تثليج مبسطة تحتوي على تبريد إضافي وتحميص إضافي ولتدفقات حجمية مختلفة للموائع ولقطيرن مختلفين للأنبوب الشعري، وتم شرح كيفية عمل البرامج كالاتي:-

١. البرنامج الحسابي (Program Diameter):

تم بناء هذا البرنامج لحساب اداء منظومة التثليج الأنظغاطية العملية وبأستخدام مائع التثليج (R134a Exp.) والذي يقوم بقراءة النتائج العملية المستخرجة من التجارب العملية لكلا قطري الأنبوب الشعري (2.25,3 mm) ولمعدلات تدفق مختلفة (0.15-0.3 L/min) وبنبوت طول الأنبوب الشعري (130cm) وكانت طريقة عمل البرنامج كالاتي:-

- القيم العملية المدخلة هي (درجات الحرارة المقاسة على جميع أجزاء المنظومة، ضغط المكثف، ضغط المبخر، قطر الأنبوب الشعري و معدل التدفق الحجمي للمائع).
- حساب خواص المائع (الأنثاليبي، الكثافة والحجم النوعي) من المعادلات التجريبية (١-٩).
- مخرجات البرنامج هي حساب (نسبة الأنضغاط، القدرة الأنضغاطية، معدل الحرارة المطروحة للمكثف، السعة الحجمية للمائع، سعة التثليج ومعامل الأداء)

من المعادلات (١٥-٢٠). والشكل (A-3) يوضح المخطط الأنسيابي للبرنامج الحسابي للجانب العملي باستخدام مائع التثليج (R134a Theo.).

٢. البرنامج النظري (Program vapour):-

تم استخدام البرنامج النظري لمحاكاة دورة التثليج الأنضغاطية المثالية وذلك بادخال النتائج العملية المستخرجة من البرنامج الحسابي (Program Diameter) وهي (معدل التدفق الحجمي للمائع، درجة حرارة المكثف، درجة حرارة المبخر، درجة حرارة التخميص ودرجة حرارة التبريد الإضافي) وبأستخدام موائع التثليج (R134a Theo., R12, R500, R152a). هنالك عدد من الطرق الحاسوبية لإيجاد الخواص الحرارية لموائع التثليج وهذه الخواص هي (الكثافة، ضغط البخار، الحرارة الداخلية والأنثروبي)، لذلك تم الأستفادة من البرنامج الحاسوبي لدورات التثليج المثالية في حسابات اداء المنظومة للباحث (Chan et al., May 1981)، وقمنا بأجراء التعديلات اللازمة لمحاكاة الجانب العملي لكلا قطري الأنبوب الشعري ولجميع الموائع والذي يعتمد في عمله على المعادلات والثابت المستخدمة لفريق العمل بقيادة (Dr.Andric Gas)، (Chan et al., January 1981)، وكانت طريقة عمل البرنامج كما يلي:-

- المدخلات هي النتائج العملية للجانب العملي (Q, Tc, Te, Tsub & Tsuc).
 - تم استخراج الثابت لمعادلة الحالة والخواص الحرارية للموائع (R134a Theo.) (Wilson et al., 1988)، (R152a) (ASHRAE, 1986)، (R12, R500) (Dowing, 1974).
 - تم استخراج المعادلات الخاصة بحساب الخواص الفيزيائية للموائع (ASHRAE, 1976).
 - تم الأستفادة من البرامج الفرعية لحساب خواص الموائع (P, V, Psat, VL, HLATH, H, S) والموضحة في الجدول رقم (2) (Chan et al., March 1981).
 - تم حساب أداء المنظومة بالأستفادة من المعادلات (١٥ - ٢٠).
- والشكل (B-3) يوضح المخطط الأنسيابي لبرنامج محاكاة دورة التثليج الأنضغاطية المثالية ولجميع الموائع.

النتائج والمناقشة

شمل البحث استقصاء تجريبي لمعرفة تأثير قطر الأنبوب الشعري على أداء منظومة التثليج الانضغاطية باستخدام مائع التثليج (R134a Exp.) وعمل محاكاة للمنظومة باستخدام

موائع التثليج (R134a Theo.,R12,R500,R152a)، وأن وصف الجهاز وطريقة إجراء التجارب وضحت في الجانب العملي. شملت التجارب تغيير معدل التدفق الحجمي من (0.15-0.3 L/min) ولقطري الأنبوب الشعري (2.25,3 mm) وبثبوت الطول (130 cm).

الشكل (4) [A,B] يوضح تغيير نسبة الانضغاط مع تغيير درجات حرارة التثليج لكلا قطري الأنبوب الشعري، حيث لاحظنا ان نسبة الانضغاط تزداد بزيادة درجة حرارة التثليج ولجميع موائع التثليج، يلاحظ من الشكلين اعلاه أن نسبة الأنضغاط للمائع (R134a Theo.) هو أعلى بنسبة (15.7%) مقارنة مع (R12) وتتقارب نسب الأنضغاط لكلا (R500,R152a) وأعلى نسبة انضغاط هي للمائع (R134a Exp.) وادنى نسبة كانت للمائع (R12) وذلك لأن ضغوط عمل (R12) هي ادنى من ضغوط العمل لبقية الموائع، كما ولاحظنا انه بزيادة قطر الأنبوب الشعري مع ثبوت الطول تقل نسبة الأنضغاط لجميع الموائع وكانت للمائعين (R134a Theo.,R134a Exp.) هي (3.4,5.6%) بينما تتقارب نسبتها للموائع (R152a, R500, R12) وكانت (1.9%)، ويعود السبب الى انه كلما زاد قطر الأنبوب الشعري يؤدي الى تقليل عملية التمدد الحاصلة في الأنبوب الشعري للمائع فيزداد بذلك ضغط التبخير للمبخر وبالتالي يؤدي الى تقليل نسبة الأنضغاط. ان زيادة القدرة الأنضغاطية النظرية مع زيادة درجات حرارة التثليج ولكلا القطرين مبينة بالشكل (5) [A,B] ولجميع الموائع. ولوحظ في الشكل (A) عند القطر (2.25mm) أن القدرة الأنضغاطية للمائع (R500) هي اكبر بنسبة (46%) مقارنة بالمائع (R134a Exp.) وتتقارب النتائج للمائعين (R134a Theo.,R12) وكانت اعلى قدرة انضغاطية للمائع (R152a) وأدنى قدرة للمائع (R134a Exp.)، اما الشكل (B) عند القطر (3 mm) فيبين تصرف الموائع بنفس سلوكها في الشكل (A) ماعدا ان القدرة الأنضغاطية للمائع (R500) اكبر بنسبة (47.5%) مقارنة مع (R134a Exp.) ويعود السبب الى تأثير معدل التدفق الكتلي بشكل كبير على القدرة الأنضغاطية للمنظومة، حيث ان اعلى قدرة انضغاطية هي للمائع (R152a) ولكلا الشكلين (A,B) والسبب يعود الى احتياجه لأعلى تدفق كتلي لمختلف درجات حرارة التثليج كما موضح في الشكل (7)، كما ولاحظنا ان القدرة الأنضغاطية للشكل (B) هي اقل من القدرة الأنضغاطية للشكل (A) ويعود السبب الى انه بزيادة قطر الأنبوب الشعري تقل نسبة الأنضغاط وبالتالي سوف يحتاج الضاغط الى قدرة اقل لضغط المائع. أن سعة التثليج تزداد مع زيادة درجة حرارة التبخر والسبب يعود الى ان زيادة درجة حرارة التبخر تؤدي الى زيادة ضغط السحب (Suction Pressure) وبالتالي زيادة سعة التثليج وان أعلى سعة تثليج هي للمائع (R152a) وأدنى سعة للمائع (R134a Exp.) بينما تتقارب النتائج للمائعين

(R134a Theo.,R12) كما في الشكل (6) [A,B] ويعود السبب الى اختلاف معدل التدفق الكتلي وهذا واضح جلياً بالشكل (7) ولاحظنا ان زيادة قطر الأنبوب يؤدي الى تقليل سعة التثليج ويعود السبب الى تقليل منطقة التسخين الإضافي وبالتالي تقليل المحتوى الحراري عند منطقة السحب وكانت نسبة التقليل في سعة التثليج للمنظومة باستخدام الموائع (R134a Theo.,R152a,R500,R12,R134a Exp.) هي (5,4.5,4.2,4.1,0.54%). يوضح الشكل (7) (A,B) تغير معدل التدفق الكتلي للموائع مع زيادة درجة حرارة التكتيف ولاحظنا انه بزيادة درجة حرارة التكتيف يزداد معدل التدفق الكتلي للمائع عند التدفقات الحجمية من (0.15-0.3 L/min) ويعود السبب الى زيادة كثافة المائع، ولاحظنا من الشكلين اعلاه ان اعلى تدفق كتلي كن للمائع (R152a) الذي يتقارب بنتائجه من (R500,R12) وادنى تدفق كتلي كان لـ (R134a Exp.) الذي تدفقه اقل من المائع (R134a Theo.)، ويعود السبب الى ان (R152a) يمتلك حجم نوعي اقل من الحجم النوعي للمائع (R134a)، كما ولاحظنا ان معدل التدفق الكتلي للمنظومة يزداد بزيادة قطر الأنبوب الشعري للموائع (R134a Theo., R152a, R500, R12,R134a Exp.) هي (5.4,5.1,4.9,4.9,1.7%). كذلك فان اداء المنظومة يقل بزيادة درجات حرارة التكتيف وان اعلى معامل اداء هو للمائع (R134a Exp.) الذي يزيد بنسبة (29.5%) عن ادنى معامل اداء للمائع (R152a) كما هو واضح بالشكل (8) (A,B) ان السبب في ذلك هو ان المائع (R134a Exp.) يحتاج إلى قدرة لانضغاط المائع اقل بالمقارنة مع المائع (R152a) كما مبين في الشكل (٥) وتتقارب قيم معامل الأداء للموائع (R12, R500, R134a Theo.)، كما ولاحظنا ان معامل الأداء في (B) هي اقل من معامل الأداء في (A) وسبب ذلك انه بزيادة قطر الأنبوب الشعري تقل سعة التثليج وبالتالي يؤدي الى تقليل معامل الأداء كما هو موضح في الشكل (6). والشكل (9) (A,B) يوضح تغير معامل الأداء لمنظومة التثليج الأنضغاطية مع تغير معدل التدفق الكتلي، ولوحظ ان معامل الأداء للمنظومة يقل بزيادة معدل التدفق الكتلي وذلك بسبب زيادة القدرة المستهلكة للضاغط والأزمة لضغط الكمية الإضافية للمائع. ولاحظنا ايضاً بزيادة قطر الأنبوب الشعري يقل معامل الأداء. وعند معدل التدفق (0.3L/min) فان اقل قيمة لمعامل الأداء هي عند القطر (3mm) كانت للمائع (R134a Exp.) هو (COP=4.46) وللمائع (R152a) هو (COP=3.47) بينما أكبر قيمة للأداء عند القطر (2.25mm) هي لمائع التثليج (R134a Exp.) وكانت (COP=5) وللمائع (R152a) هو (COP=3.94). وتزداد سعة التبريد الحجمية بزيادة درجات حرارة التبخر كما هو موضح بالشكل (10) (A,B)، ويعود السبب إلى زيادة كثافة الموائع المستخدمة في الشكلين (A,B) أيضاً

ان نسبة الزيادة في سعة التبريد الحجمية للمائع (R152a) هي أعلى بنسبة (43.8%) مقارنة بالمائع (R134aTheo.) وذلك لان كثافة المائع (R152a) هي اكبر بنسبة (26.3%) مقارنة بالمائع (R134aTheo.) وتتقارب نتائج السعة الحجمية للمائعي التثليج (R134a Theo., R12) بينما تزداد السعة الحجمية للمائع (R134a Exp.) بشكل قليل، ولاحظنا ايضا انه بزيادة قطر الأنبوب الشعري تقل السعة الحجمية للضاغط وذلك بسبب نقصان التأثير التبريدي (cooling duty) كما هو مبين في الشكل (6) لسعة التثليج للمنظومة. والشكل (11) (A,B) يوضح مخطط المنظومة على احداثيات (ضغط-انثاليبي) لكلا القطرين ولجميع الموائع عند معدل التدفق الحجمي (0.2L/min) حيث لاحظنا من الشكلين (A,B) أن أعلى سعة تثليج واعلى قدرة انضغاطية مع اقل اداء للمنظومة عند استخدام المائع (R152a) بينما اقل سعة تثليج مع اقل قدرة انضغاطية واعلى اداء للمائع (R134a Exp.)، كما ولاحظنا تصرف الموائع بشكل عام في الشكلين (A,B) انه بتقليل قطر الأنبوب الشعري من (3,2.25mm) يرافقها زيادة في القدرة المجهزة للضاغط بنسبة (4.2%) وزيادة في سعة التثليج بنسبة (10.2%) ونقصان في معامل الأداء للمنظومة بنسبة (5.8%).

الاستنتاجات:

تم في هذا البحث استخدام الأنبوب الشعري كوسيلة تمتد ذو قطرين مختلفين ($d=2.25,3 \text{ mm}$) وبطول ثابت ($L=130 \text{ cm}$) وعند معدل التدفق الحجمي من ($Q=0.15-0.3 \text{ L/min}$) ولموائع التثليج (R134a,R12,R500,R152a) وحصلنا على الاستنتاجات التالية:

١. تقارب النتائج الحسابية للموائع (R134aTheo., R12,R500) ل (TCP, COCA,) (COP).

٢. أن اعلى قدرة الأنضغاطية هي للمائع (R152a) وكانت تزداد بنسبة (72.45%) و اقل قدرة ل (R134a Exp.) وكانت تزداد بنسبة (65.37%)، وتقل القدرة بزيادة قطر الأنبوب الشعري ل (R134a Exp., R152a) بنسبة (7.51,8.78%)

٣. أن اعلى سعة تثليج للمنظومة هي للمائع (R152a) و اقل سعة ل (R134a Exp.) وكانت سعة التثليج تزداد ل (R134a Exp.,R152a) بنسبة (52.08,66%) وبزيادة قطر الأنبوب الشعري تقل سعة التثليج للمائعين بنسبة (0.54,5%).

٤. أن معامل الأداء لدورة التثليج نقل للمائعين (R134a Exp.,R152a) بنسبة (22.8,11.37%) عند زيادة معدل التدفق الكتلي بنسبة (58.71%)، ونقل بنسبة (7.66,6.34%) كلما زاد قطر الأنبوب الشعري.
٥. وجدنا من هذه الدراسة أن أفضل قطر للأنبوب الشعري عند الطول (130cm) هو (2.25mm) لجميع الموائع المستخدمة في هذا البحث، وعند أقل تدفق حجمي (0.15 L/min)، وجدنا ان (R152a) يعطينا أعلى سعة تثليج (Qe=1060watt) أعلى قدرة انضغاطية (TCP=238.78 watt) وأقل معامل أداء (COP=4.441)، بينما (R134a Exp,) وعند نفس التدفق الحجمي يعطينا أقل سعة تثليج (Qe=577.23watt) وأقل قدرة انضغاطية (TCP=89.01 watt) وأعلى معامل أداء (COP=6.482).

References

- Aaron D.A., Domanski P.A., (1990): Experiment analysis and correlation R12 flow through short tube restrictors, ASHRAE Trans.,Pt.1, pp.729-742.
- ASHRAE Fundamental handbook., (1997): chap.18, 3p.
- ASHRAE,(1976): Thermo physical properties of refrigerants.,
- ASHRAE,(1986): Thermodynamic properties of refrigerants.
- Chan C.Y.,Hasleden G.G., (1981): Computer based refrigerant thermodynamic properties, Part 1: Basic equation. Int.J, of Refrig.Vol.4, No.1,Jan, pp. 7-12.
- Chan C.Y.,Hasleden G.G., (1981): Computer based refrigerant thermodynamic properties, Part 2: Program Listing. Int.J, of Refrig.Vol.4, No.2,March, pp. (52-60).
- Chan C.Y.,Hasleden G.G., (1981): Computer based refrigerant thermodynamic properties, Part 3: use the program in computation of standard refrigeration cycles. Int.J, of Refrig.Vol.4, No.3,May, pp. 131-134.
- Dowing R.C., (1974): Refrigerating Equations, ASHRAE Trans., Vol.80, Pt.2, pp.158-169.
- James M.S., (1981): Capillary tube their standardization and used, ASHRAE Trans., Vol.87, Pt.1, pp.1069-1076.

- Kenneth B.M., Claus S.P. & Maiki W., (2005): Study of capillary tubes in a transcritical CO₂ Refrigerant system, Int.J. of Refrig., Nvember, pp. 1212-1218.
- Kuehl S.J., Goldschimdt V.W., (1990): Steady flow of R22 through capillary tube :Test data, ASHRAE Trans., Vol.96, Pt.1, pp.719-728.
- Kuigpers L., Miner S.M., (1987): The CFC issue and the CFC form at the 1988 pruede R11, Conference Int. J. of Refrig., Vol.12, pp.18-21.
- Pakawat & *et al*, (2002): Pressure distribution of Refrigerant flow in capillary tube, Science Asia, pp.71-76.
- Shan K.Wang, (2001): Hand book of airconditiong and Refrigeration, Mc. Graw-Hill publishing company ltd, Second Edition.
- Stoeker W.F., (1982): Refrigeration air condition, Mc. Graw-Hill publishing company Ltd, Second Edition.
- Wilson D.P., Basu R.S., (1988): Thermodynamic properties of a new starto spherically safe working fluid-R134a, ASHRAE Trans., Vol.94, Pt.2, pp.2095-2104.
- Wojon W., George M., (1994): How to replace CFC Refrigerants Hydrocarbon processing, August, pp.107-112.
- الدكتور خالد الجودي، (١٩٨٦): "مبادئ هندسة تكييف الهواء والتثليج"، جامعة البصرة.

جدول (١): يبين الخواص الفيزيائية لموائع التثليج المستخدمة.

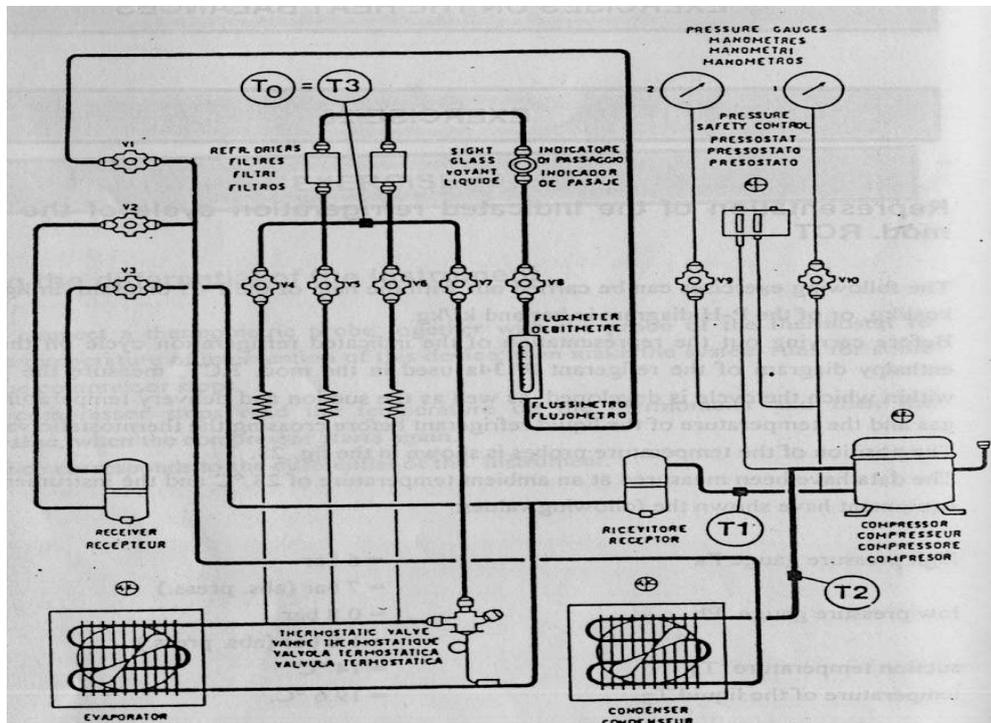
No	R134a	R12	R500	R152a
Chemical name	Tetrafl	Dichorodif.	(R12/R152a) (73.8/26.2)	Difluoro
Chemical formula	CF ₃ CH ₂ F	CCl ₂ F ₂	-----	CHF ₂ CH ₃
Molecular mass	102.03	120.93	99.31	66.05
Boiling point (c°)	-26.16	-29.79	-33.5	-25
Freezing point (c°)	-96.6	-158	-159	-117
Critical temperature (c°)	101.1	112	105.5	113.5
Critical Pressure (bar)	40.67	41.13	44.23	44.92
Critical volume (L/Kg)	1.81	1.792	2.016	2.741

جدول (٢): وصف للبرامج الفرعية المستخدمة في (Program Vapour)

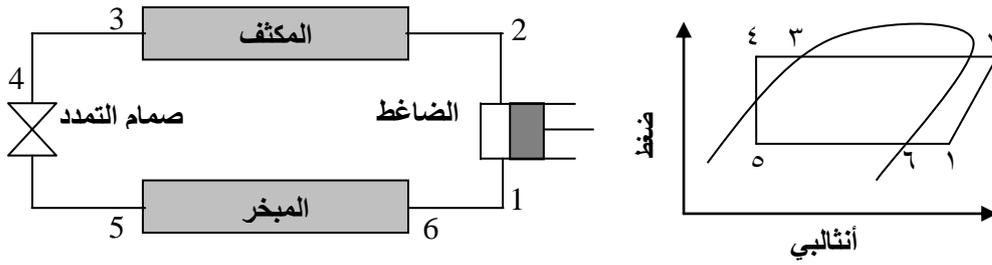
اسم البرنامج	الغرض منه	المدخلات	المخرجات
REF	اختيار مجموعة الثوابت للمائع المختار	$1 \leq REF \leq 4$	R12.R500,R152A ,R134aTheo.
CAPD	أختيار القطر المطلوب	$1 \leq CAPD \leq 2$	2.25,3 mm
RPROP	حساب الخواص الفيزيائية لمائع التثليج	T	μ, k, cp, ρ
CYENS	حساب الضغط من معادلة الحالة	T,V	P
CYSV	حساب الحجم النوعي من معادلة الحالة بطريقة نوتن رافسن	T,P	V
CYVAP	حساب ضغط الأشباع المقابل لدرجة حرارة التشبع	Tsat	Psat
CYLAH	حساب الحرارة الكامنة للتبخير	T,P,V	HLATH, VL
CYHH	حساب الأنثالبي	T,P,V,HREF	H
CYSS	حساب الأنثروبي	T,P,V,SREF	S



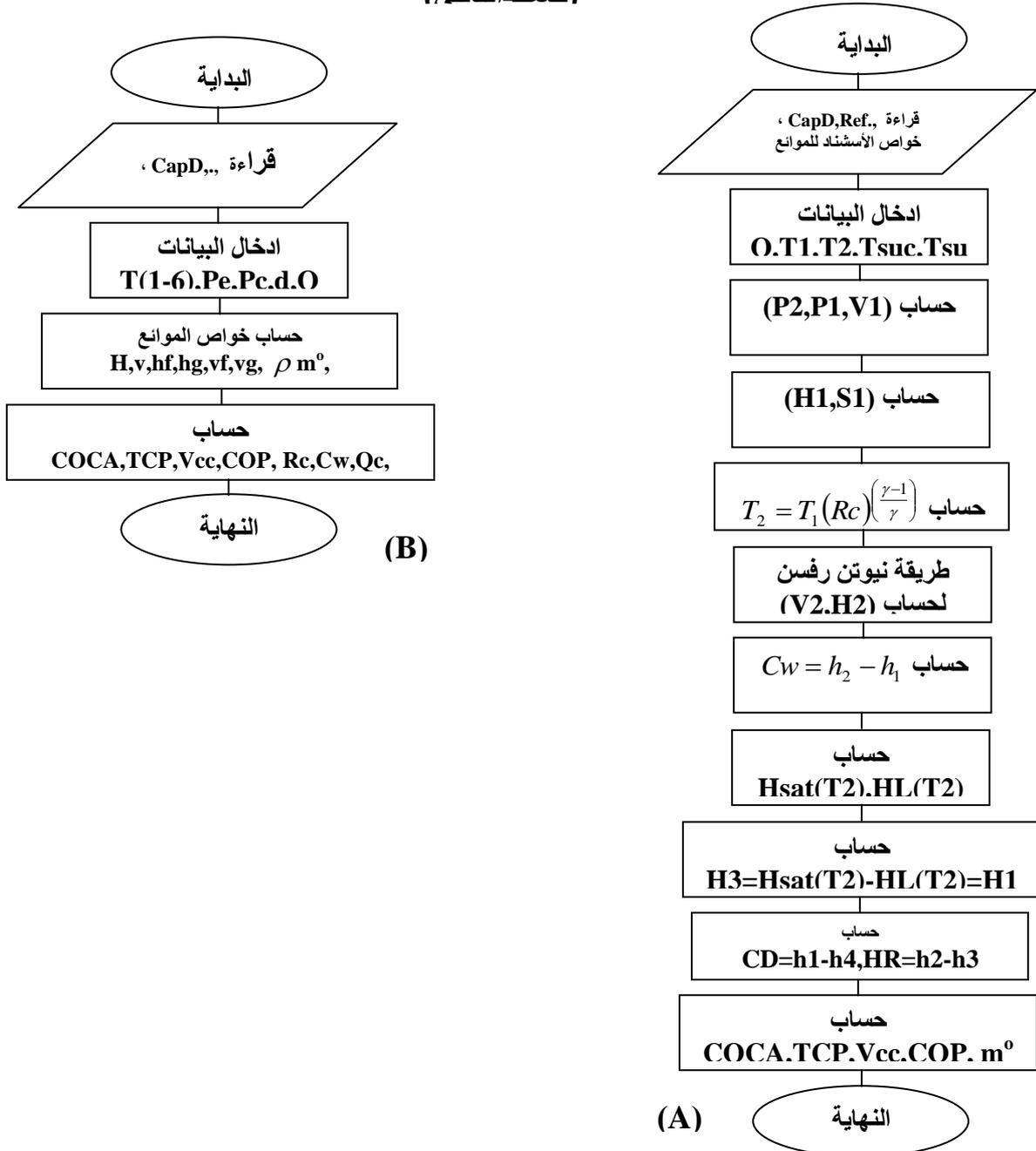
شكل (A-1): صورة فوتوغرافية للجهاز



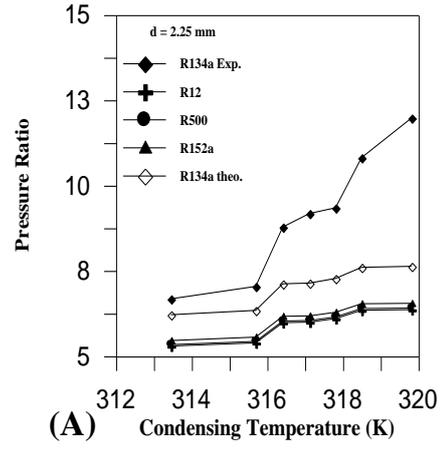
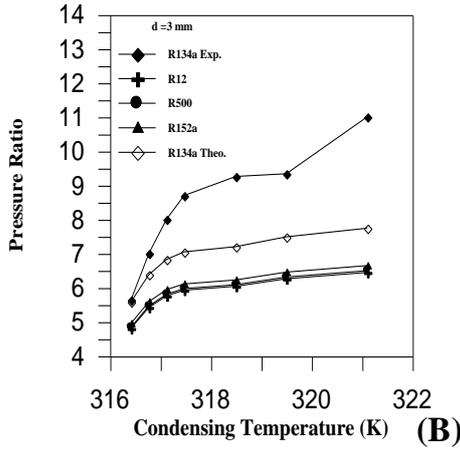
شكل (B-1): رسم تخطيطي للجهاز



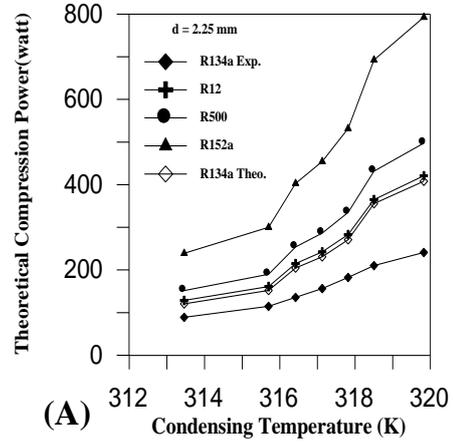
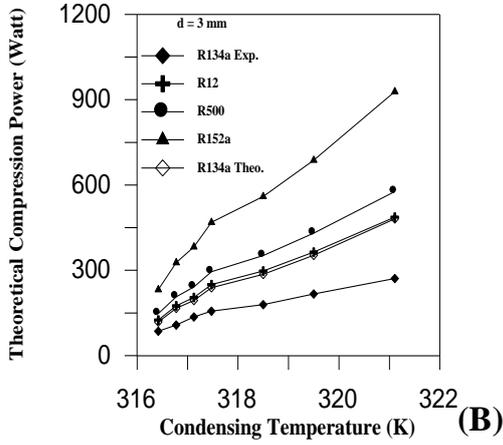
شكل (٢): يوضح مخطط الأجزاء الرئيسية لدورة التثليج الانضغاطية وتمثيلها على مخطط (ضغط-أنثالبي)



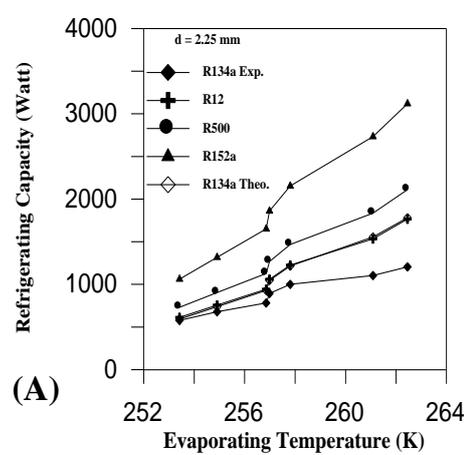
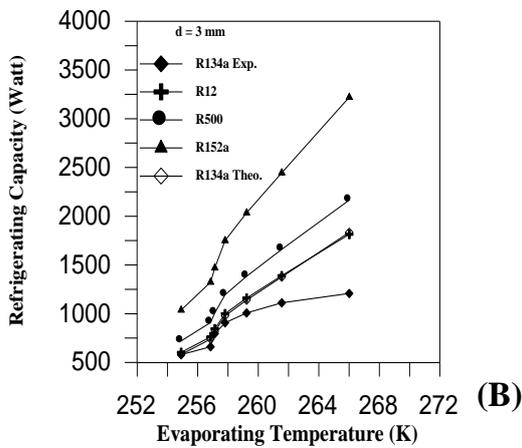
شكل (٣): المخطط الأنسيابي لبرنامج المحاكاة النظري (Program Vapour) (A) والبرنامج العملي (Program Diameter) (B)



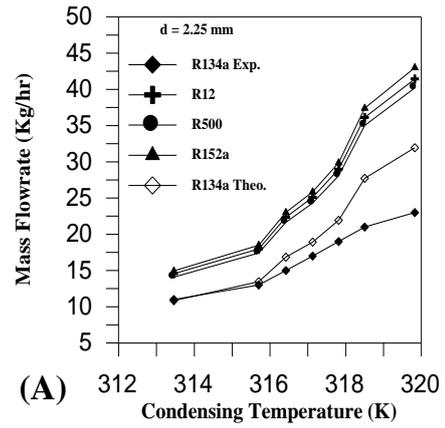
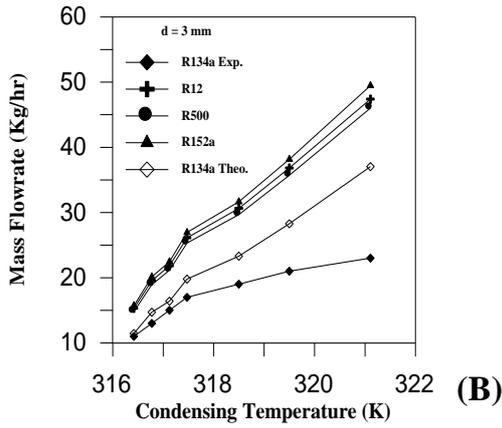
شكل (4): يوضح تغير نسبة الأنضغاط مع التغير في درجة حرارة التكثيف لكلا القطرين ولجميع الموائع



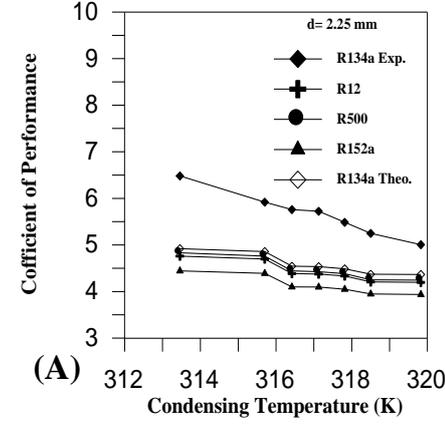
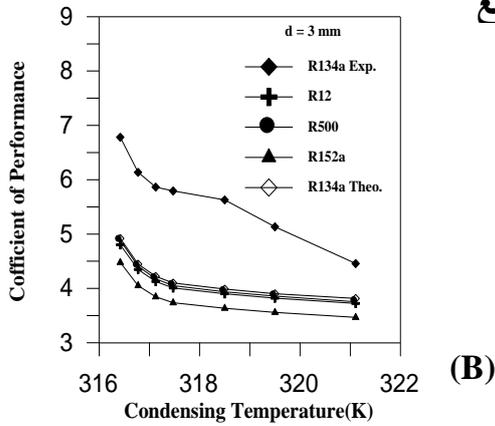
شكل (5): يوضح تغير قدرة الأنضغاط النظرية مع التغير في درجة حرارة التكثيف لكلا القطرين ولجميع الموائع



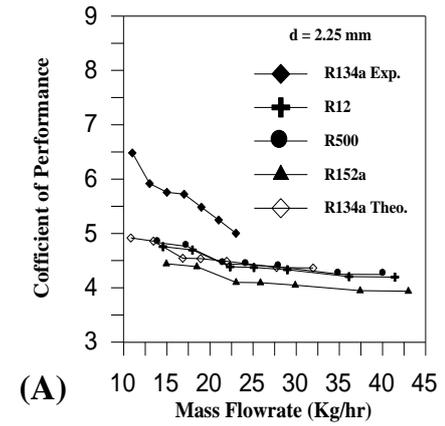
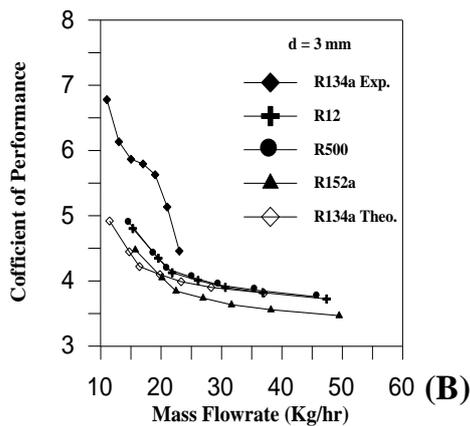
شكل (6): يوضح تغير سعة التثليج مع التغير في درجة حرارة التبخر لكلا القطرين ولجميع الموائع



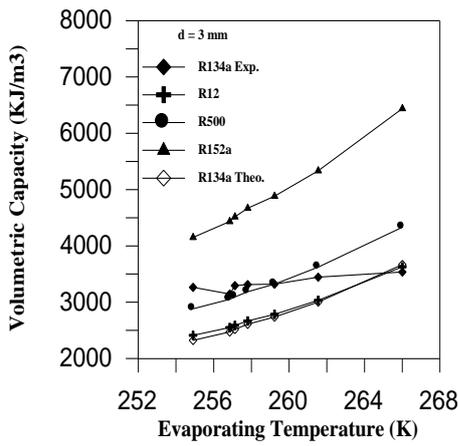
شكل (7): يوضح تغير معدل التدفق الكتلي مع التغير في درجة حرارة التكثيف لكلا القطرين ولجميع الموائع



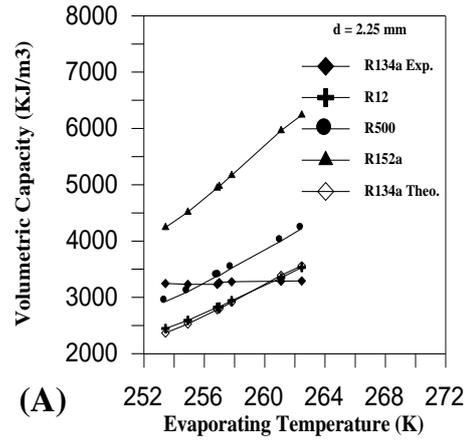
شكل (8): يوضح تغير معامل أداء المنظومة مع التغير في درجة حرارة التكثيف لكلا القطرين ولجميع الموائع



شكل (9): يوضح تغير معامل أداء المنظومة مع تغير معدل التدفق الكتلي لكلا القطرين ولجميع الموائع

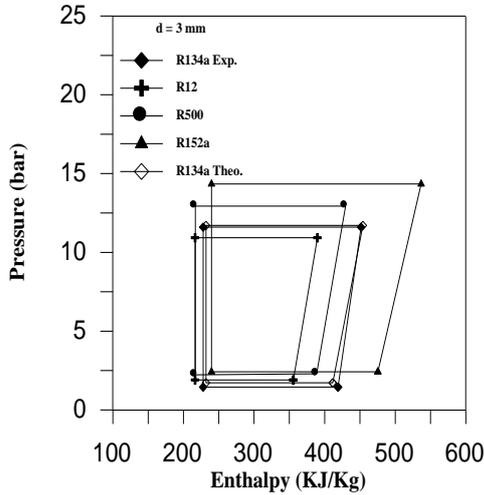


(B)

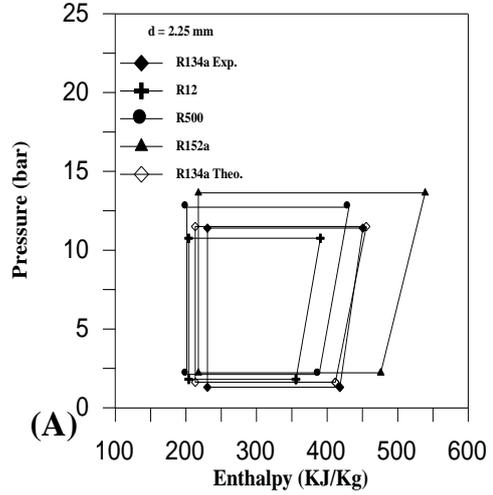


(A)

شكل (10): يوضح تغير سعة التبريد الحجمية للضاغط مع التغير في درجة حرارة التبخير لكلا القطرين ولجميع الموائع



(B)



(A)

شكل (11): يوضح مخطط المنظومة على أحداثيات (ضغط - أنثالبي) لكلا القطرين ولجميع الموائع عند معدل التدفق الحجمي للمائع ($Q = 0.2 \text{ L/min.}$)

<u>الرموز المستخدمة:</u>		
m^2	مساحة المقطع للأنبوب الشعري	A
m/s	سرعة المائع	C
kJ/kg	التأثر التبريدي	CD
kJ/kg	شغل الضاغط	Cw
mm	القطر الداخلي للأنبوب الشعري	d
kg/s.m ²	الفيض الكتلي	G
kJ/kg	المحتوى الحراري للمائع	h
kJ/kg	الحرارة المطروحة من المكثف	HR
cm	طول الأنبوب الشعري	L
kg/s	معدل التدفق أكتلي	m^o
bar	الضغط	P
L/min	معدل التصريف الحجمي	Q
Watt	سعة تبريد المنظومة	Qe
Watt	الحرارة الكلية المطروحة من المكثف	Qc
-	نسبة الأنضغاط	Rc
°C	درجة الحرارة	T
Watt	القدرة الأنضغاطية للضاغط	TCP
m ³ /kg	الحجم النوعي للمائع	v
kJ/m ³	السعة الحجمية لتبريد الغاز	Vcc
--	نسبة غاز التذيرير	x
kg/m ³	الكثافة	ρ
المختصرات		
-	غاز أو بخار	g
-	سائل	f
-	مكثف	c
-	مبخر	e
-	معامل الأداء	COP
-	عملي	Exp.
-	نظري	Theo.

◉ A simulation of effect the change in capillary tube diameter on a compression refrigeration system performance

Tamir K. Salim * Saad S. Farhan * Samer M. Khalaf*

***College of Engineering - University of Tikrit**

Accepted:8/2/2011

Received:13/4/2010

Abstract

A simulation compression refrigeration system study was presented in this research depending on the change of the capillary tube diameter and using the refrigerants (R134a, R12, R500 and R152a).

the tests were done for two capillary tube diameters (2.25,3mm) and changing the volumetric flow rate range for (R134a) (0.15-0.3L/min) with fixed capillary tube length at (L=130cm).

The results showed that for (R152a, R134a Exp.) the (COP) decreases by (11.37,22.8%) respectively as the mass flow rate increases by (58.71%), and decreases by (6.34,7.66%) respectively as the capillary tube diameter increases, while the values of (COP) for (R134a Theo.,R12,R500) are converged. Also it was declared that when the condenser temperature increases by (1.73%) the (COP) for all refrigerants and for both capillary tube diameters will decrease.

The study showed that the compressor compression power increases by (72.43, 65.73%) as the condenser temperature increases, and decreases as the capillary tube diameter increases by (8.78, 7.5%) for refrigerants (R152a, R134a Exp.) respectively, with convergence the values of (TCP) for (R134a Theo.,R12,R500). Also this study showed that the cooling capacity increases for all refrigerants, where the largest value was for (R152a) and the lowest value was for (R134a Exp.), as the evaporator temperature increases by (3.81%) ,but the cooling capacity decreases as the capillary tube diameter increases.

Through this study it was found that the best diameter used is (2.25 mm) at fixed length, with decreasing the capillary tube diameter from (3 to 2.25 mm) and at volumetric flow rate (0.2 L/min) it was found as an average for all refrigerants increasing for compression power by (4.2%), increasing of cooling capacity by (10.2%) and decreasing the coefficient of performance by (5.8%).